

D14

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-074051

(43)Date of publication of application : 07.03.2000

(51)Int.Cl. F16C 19/38
B21C 47/02
F16C 25/06

(21)Application number : 10-242812

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 28.08.1998

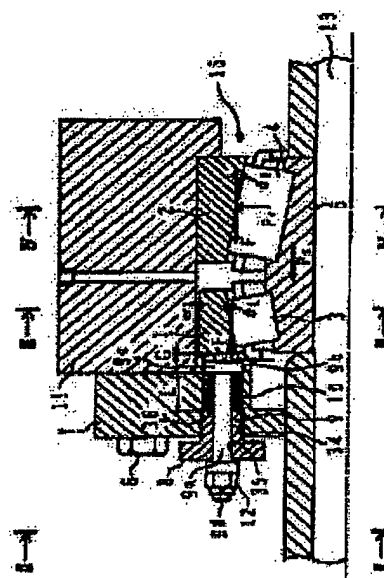
(72)Inventor : OBARA MAKOTO

(54) BEARING DEVICE FOR STRIP COILER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a bearing device for a strip coiler capable of sufficiently eliminating a clearance between an inner ring, a roller and an outer ring and sufficiently preventing lowering of quality and an yield by axial vibration and whirling and a problem of breakage, etc., by an impulsive load at the time of strip cutting.

SOLUTION: Outer rings 1, 2 are divided into two in the axial direction, rollers 3, 4 are respectively interposed between these divided outer rings 1, 2 and an inner ring 5, an outside diameter of the one outer ring 1 is made smaller than the other outer ring 2, and pressing force in the axial direction is given to the outer ring 1 by a spring 10 and a guide shaft 10 in a bearing device for a strip coiler having the inner ring 5 connected to a winding drum main body 13 of the strip coiler, the outer rings 1, 2 connected to a bearing housing 11 and the rollers 3, 4 interposed between the inner ring 5 and the outer rings 1, 2.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2000-74051
(P2000-74051A)

(43) 公開日 平成12年3月7日 (2000.3.7)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーム (参考)
F 1 6 C 19/38		F 1 6 C 19/38	3 J 0 1 2
B 2 1 C 47/02		B 2 1 C 47/02	B 3 J 1 0 1
F 1 6 C 25/06		F 1 6 C 25/06	4 E 0 2 6

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平10-242812

(22) 出願日 平成10年8月28日 (1998.8.28)

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 小原 ▲真▼

茨城県日立市幸町三丁目1番1号 株式会

社日立製作所日立工場内

(74) 代理人 100077816

弁理士 春日 謙

Fターム (参考) 3J012 AB06 BB03 CB01 FB11 GB10

3J101 AA13 AA32 AA43 AA54 AA62

BA54 FA41 GA34

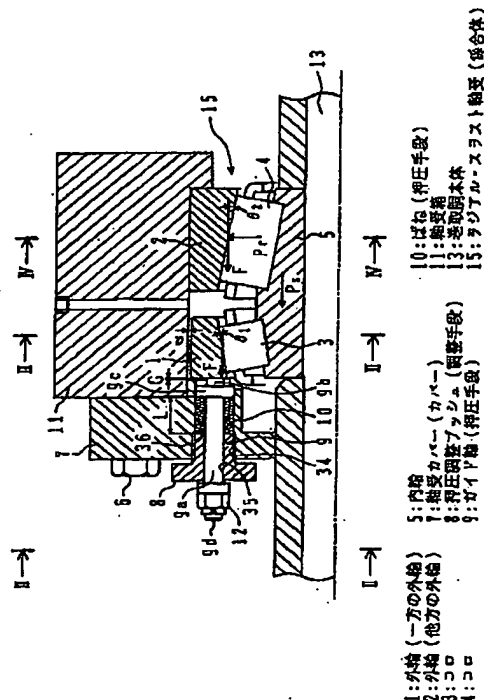
4E026 AA02 AA10 BA04 BA10

(54) 【発明の名称】 帯鋼巻取機用軸受装置

(57) 【要約】

【課題】 内輪、コロ、及び外輪間の隙間を十分になくし、軸方向振動・振れ廻りによる品質・歩留まりの低下や、ストリップ切断時の衝撃荷重による破損等の問題を十分に防止できる帯鋼巻取機用軸受装置を提供する。

【解決手段】 帯鋼巻取機の巻取胴本体13に接続された内輪5と、軸受箱11に接続された外輪1、2と、内輪5と外輪1、2との間に介在させたコロ3、4とを有する帯鋼巻取機用軸受装置において、外輪1、2を軸方向に2分割し、この分割した2つの外輪1、2と内輪5との間にそれぞれコロ3、4を介在させ、一方の外輪1の外径を他方の外輪2よりも小さくし、かつ外輪1に対しばね10及びガイド軸10で軸方向の押圧力を与える。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 帯鋼巻取機の巻取胴本体に接続された内輪と、軸受箱に接続された外輪と、前記内輪と外輪との間に介在させたコロとを有する帯鋼巻取機用軸受装置において、

前記外輪を軸方向に 2 分割し、

この分割した 2 つの外輪と前記内輪との間にそれぞれコロを介在させ、

前記 2 つの外輪のうち一方の外径を他方よりも小さく

し、かつその一方の外輪に対し軸方向の押圧力を与える押圧手段を設けたことを特徴とする帯鋼巻取機用軸受装置。

【請求項 2】 請求項 1 記載の帯鋼巻取機用軸受装置において、前記 2 つの外輪のうち前記他方の軸受の軸方向長さを、前記一方の軸受よりも長くしたことを特徴とする帯鋼巻取機用軸受装置。

【請求項 3】 請求項 1 記載の帯鋼巻取機用軸受装置において、前記押圧手段の押圧力を調整する調整手段を設けたことを特徴とする帯鋼巻取機用軸受装置。

【請求項 4】 請求項 1 記載の帯鋼巻取機用軸受装置において、前記軸受箱に設けられ前記内輪、コロ、及び外輪の係合体を前記軸受箱に装着するカバーをさらに有し、かつ、このカバーと前記一方の外輪の端面との間に、前記係合体の熱膨張を許容するための軸方向間隙を介在させたことを特徴とする帯鋼巻取機用軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、例えば冷間圧延設備やストリップ精整設備において帯鋼をコイル状に巻取る帯鋼巻取機に係わり、特に、この帯鋼巻取機の巻取胴本体をラジアル・スラスト方向に支持する帯鋼巻取機用軸受装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 例えば圧延設備においては、圧延機によって所定の圧延が行われるたびに、そのパス方向下流側に設けた帯鋼巻取機によってコイル状に一旦巻取られる。またストリップ精整設備においても、メッキされた帯鋼は、帯鋼巻取機によってコイル状に巻取られる。

【0003】 この帯鋼巻取機の従来構造の一例を図 5 に示す。図 5 は、巻取機の概略全体構造を表す図である。図 5 において、巻取機は、コイル 14 を巻取る巻取胴本体 13 と、この巻取胴 13 本体を固定側（軸受箱 11 等）に対し回転自在に支承する軸受 15、16、17 と、巻取胴 13 本体に嵌着された歯車 19 と、図示しない駆動源（例えば電動モータ）から駆動力が入力される駆動軸 23 と、この駆動軸 23 に固定され歯車 19 と噛合する歯車 18 とを備えている。駆動源からの駆動力は、歯車 18 及び歯車 19 を介し巻取胴本体 13 に伝達され、巻取胴本体 13 は、図示しない圧延機で圧延された帯鋼をコイル 14 状に巻取る。なお、巻取胴本体 13

は拉縮機能を有しており、これによって、巻取完了後コイル 14 を巻取胴本体 13 から抜取り可能となっている。

【0004】 ここで、軸受 15～17 のうち、軸受 16、17 はラジアル荷重のみを受けるものであるが、軸受 15 は、ラジアル荷重とスラスト荷重を同時に負荷できるように配置されている。このラジアル・スラスト軸受 15 の詳細構造を表す図 5 中 A 部の拡大縦断面図を図 6 に示す。

【0005】 ラジアル・スラスト軸受 15 は、巻取胴本体 13 に固定された内輪 24 と、軸受箱 11 に固定された外輪 25 と、これら内輪 24 と外輪 25 との間に配置されたコロ（例えば円錐コロ）26 とを備えている。また、外輪 25 は、ボルト 6 で軸受箱 11 に取り付けられた軸受カバー 7 によって軸受箱 11 に固定され、これによって巻取胴本体 13 を軸方向に保持するようになっている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記従来構造には以下の課題が存在する。すなわち、ラジアル・スラスト軸受 15 は、回転時の温度上昇により熱伸びが発生するため、通常、コロ 26 と内輪 24 及び外輪 25 との間に所定の隙間 27、28 を設けている。この隙間 27、28 によるガタのため、巻取胴本体 13 が回転するときに軸方向の振動・振れ廻りが生じる。このとき、この隙間によるガタは、軸受 15、軸受 16、及び軸受 17 のそれぞれが有しているため、それらの相乗作用により拡大助長される。巻取胴本体 13 を支持するこれら軸受 15～17 は、通常、比較的大径で隙間 27、28 も大きくなるため、巻取胴本体 13 の軸方向振動・振れ廻りの振幅が大きくなる。そのため、例えば巻取精度が要求される高速巻取、高品質材巻取、極薄材巻取では、コイル巻不良、ストリップの疵付等をもたらすこととなり、実作業上での品質低下、歩留り低下を招く。

【0007】 一方、例えば連続冷間圧延設備の巻取機においては、圧延された帯鋼を所定巻き数だけ巻取った後に帯鋼が切断されるが、連続的に巻取られているストリップは切断と同時に急激に減速停止する。張力を掛けながら巻取る通常の巻取状態では歯車 18 から歯車 19 に伝達されるとき歯車 18、19 のねじれ方向の関係である一方向（図 5 の例では右方向）にスラスト荷重 WTH（図 5 参照）が作用するが、ストリップが切断され急停止する状態ではコイル 14 の慣性力で歯車 19 から歯車 18 に逆にトルク伝達が行われるため逆向きのスラスト荷重 WTH'（図 5 参照）が作用する。このとき、前述したラジアル・スラスト軸受 15 の隙間 27、28 の存在によってそのスラスト荷重 WTH' が衝撃荷重として作用し、ラジアル・スラスト軸受 15 に悪影響を及ぼすため、例えばラジアル・スラスト軸受 15 に部分的な破損が発生する可能性がないとは言えなかった。

【0008】一方、圧延ロールを支持する軸受の構造として、例えば実開昭64-42705号公報記載のように、圧延ロールの軸端部を油膜を介し滑り軸受でラジアル方向に支持すると共に、そのさらに軸端側に内輪・外輪・コロからなる通常の軸受でスラスト方向に支持し、かつ、そのスラスト軸受外輪を2分割して一方の外輪をばね力でスラスト方向に押圧する構造が提唱されている。そこで、巻取機のラジアル・スラスト軸受15に対しこの構造を応用することが考えられる。この場合の構成は、例えば図7に示すようになる。図5及び図6と同等の部分には同一の符号を付し、適宜説明を省略する。図7において、ラジアル・スラスト軸受15の外輪25は、互いにほぼ同じ大きさの外輪25aと外輪25bとに分割されている。これに対応して、コロ26aとコロ26bも互いにほぼ同じ大きさとなっている。そして、一方の外輪25aは、軸受カバー7の円周方向複数箇所に穿設した貫通孔31にロッド部32aが挿通されたピストン32に当接している。またこのとき、ピストン32は、貫通孔31に連通して設けたばね収納孔29に収納されロッド部32aまわりに配置されたばね30によってスラスト方向に付勢されている。なお、ピストン32の軸受カバー7を貫通した反ロッド側端部には、ねじ部32bが形成されており、ナット33が螺合されている。ばね30の付勢力でピストン32が外輪25aを図7中右方向に押圧すると、外輪25aが右方向に移動して隙間27をなくし、さらに隙間28をなくして外輪25a、コロ26a、内輪24が密着した状態となる。さらに押圧力が伝達されると、同様に内輪24、コロ26b、外輪25bも同様に密着した状態となる。このようにして、ばね30の付勢力を用いることにより、もともと構造上必然的に存在する内輪24、コロ26a、26b、及び外輪25a、25b間の隙間27、28を強制的になくすようにする。

【0009】しかしながら、このような場合、以下のような課題がある。すなわち、実開昭64-42705号公報では、前述したように、ラジアル方向の荷重は圧延ロール軸端部に設けた滑り軸受で受けることから、そのさらに軸端側にある通常の軸受ではスラスト方向の荷重のみを受ければ足りる。そのため、2分割した外輪を互いにほぼ同じ大きさとし、ともに軸受箱との間にラジアル方向の隙間を介在させている。そのため、この互いにほぼ同じ大きさの外輪を巻取機用の軸受に応用した場合、図7のように、2つの外輪25a、外輪25bがともに軸受箱11に当接することとなる。そのため、外輪25aをばね30の付勢力でスラスト方向に押圧しても、軸受箱11の内周との摩擦によってロックしてしまい、その押圧力がコロ26aにうまく伝わらず、ばね30の機能を十分に果たすことができない。その結果、内輪24、コロ26a、26b、及び外輪25a、25b間の隙間27、28を十分になくすことができず、前述

したような軸方向振動・振れ廻りによる品質・歩留まりの低下や、ストリップ切断時の衝撃荷重による破損等の問題を十分に防止できない。

【0010】本発明の目的は、内輪、コロ、及び外輪間の隙間を十分になくし、軸方向振動・振れ廻りによる品質・歩留まりの低下や、ストリップ切断時の衝撃荷重による破損等の問題を十分に防止できる帯鋼巻取機用軸受装置を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】(1)上記目的を達成するために、本発明は、帯鋼巻取機の巻取胴本体に接続された内輪と、軸受箱に接続された外輪と、前記内輪と外輪との間に介在させたコロとを有する帯鋼巻取機用軸受装置において、前記外輪を軸方向に2分割し、この分割した2つの外輪と前記内輪との間にそれぞれコロを介在させ、前記2つの外輪のうち一方の外径を他方よりも小さくし、かつその一方の外輪に対し軸方向の押圧力を与える押圧手段を設ける。この種の軸受装置では、コロの軸線が軸方向に対して傾斜したテーパベアリングを用いることが多い。この場合、軸受箱に接続される外輪のうち2分割された一方の外輪を押圧手段で軸方向に押圧すると、その傾斜の作用によって、当該一方の外輪が押圧方向に移動して対応する一方のコロとの間の隙間をなくし、さらにコロの反対側の内輪との間の隙間をなくすので、一方の外輪、コロ、及び内輪を互いに密着させることができる。そしてさらに押圧力が伝達されると、傾斜の作用によって、内輪が押圧方向に移動して他方のコロとの間の隙間をなくし、さらにコロの反対側の他方の外輪との間の隙間をなくし、他方の外輪、コロ、内輪を密着させることができる。このとき、一方の外輪は外径が他方よりも小さいことにより、例えば他方の外輪が外周側の軸受箱に接しても、当該一方の外輪は軸受箱に接しず摩擦を受けない結果、軸方向に容易に移動することができる。これにより、軸受箱との摩擦で押圧力が十分に伝達されない可能性がある従来構造と異なり、押圧手段からの押圧力は確実に上記経路で伝達されるので、2つの外輪、これに対応する2つのコロ、及び内輪を確実に密着させそれらの間の隙間を十分になくすことができる。

【0012】(2)上記(1)において、好ましくは、前記2つの外輪のうち前記他方の軸受の軸方向長さを、前記一方の軸受よりも長くする。一方の外輪は外径が他方よりも小さく、例えば他方の外輪が外周側の軸受箱に接しても、当該一方の外輪は軸受箱に接しない。すなわち、軸受箱からラジアル方向の荷重が作用した場合、その荷重は一方の外輪では受けず他方の外輪のみで受けることとなる。そこで、他方の外輪の軸方向長さを長くし大型化することで、ラジアル荷重に対する十分な軸受強度を確保することができる。

【0013】(3)上記(1)において、また好ましく

は、前記押圧手段の押圧力を調整する調整手段を設ける。これにより、巻取胴本体から受ける力に応じて押圧力を自在に調整できるとともに、例えば押圧手段を円周方向複数箇所に設ける場合には、各調整手段で押圧力を調整することにより、押圧力を円周方向に均等に設定することができる。

【0014】(4)上記(1)において、また好ましくは、前記軸受箱に設けられ前記内輪、コロ、及び外輪の係合体を前記軸受箱に装着するカバーをさらに有し、かつ、このカバーと前記一方の外輪の端面との間に、前記係合体の熱膨張を許容するための軸方向間隙を介在させる。これにより、内輪、コロ、及び外輪の係合体が回転時に温度上昇し、これによって一方の外輪が軸方向に微小距離だけ移動しても、一方の外輪とカバーとが干渉しないようにすることができる。すなわち、当該一方の外輪のスムーズな軸方向移動を確保することができる。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を図面を参照しつつ説明する。

【0016】図1は、本実施形態による軸受装置の要部であるラジアル・スラスト軸受15の詳細構造を表す拡大縦断面図であり、従来構造における図6及び図7に相当する図である。また、図2、図3、図4はそれぞれ図1中II-II断面、III-III断面、IV-IV断面における矢視断面図である。これらの図において、図5〜図7と同等の部分には同一の符号を付している。

【0017】図1〜図4において、本実施形態の軸受装置に設けられたラジアル・スラスト軸受15は、巻取胴本体13に固定された内輪5と、軸受箱11に固定され軸方向に2つに分割された構造である外輪1、2と、これら内輪5と外輪1、2との間にそれぞれ配置されたコロ(例えば円錐コロ)3、4とを備えており、これらの係合体として構成されている。

【0018】外輪1、2は、ボルト6で軸受箱11に取り付けられた軸受カバー7と軸受箱11とによって、軸方向の動きが規制されるようになっている。また、外輪1、2のうち、図1中左側の1列目の外輪1は、図1中右側の2列目の外輪2よりも外径が α だけ小さくなっており(例えば外輪1の外径 $D=479.075\text{mm}$ 、外輪2の外径 $D=479.125\text{mm}$ 、 $\alpha=0.05\text{mm}$)、また軸方向長さも小さくなっている。またこれに対応して、コロ3、4のうちコロ3の大きさがコロ4よりも小さくなっている。さらに、コロ3、4は図1中に示すように軸線が $\theta 1$ 、 $\theta 2$ だけ傾斜している。

【0019】軸受カバー7の円周方向(例えば等間隔)複数箇所には、ネジ孔34が穿設されており、このネジ孔34に押圧調整ブッシュ8がそれぞれ螺合して配設されている。これら押圧調整ブッシュ8の貫通孔35にはガイド軸9のロッド部9aがそれぞれ挿通されており、各ガイド軸9のピストン部9bに軸受15の外輪1aが

当接している。またガイド軸9のフランジ部9cはネジ孔34に連通して設けたばね収納孔36に摺動自在に嵌挿されており、このばね収納孔36のロッド部9aまわりに配置されたばね10によってスラスト方向に付勢されている。このばね10の反フランジ部9c側は押圧調整ブッシュ8の底面に当接している。なお、ガイド軸9の軸受カバー7を貫通した反ロッド側端面には、ねじ部9dが形成されており、ナット12が螺合されている。ガイド軸9を外輪1に当接させるときには、例えば以下のようにする。すなわち、まず、押圧調整ブッシュ8をネジ孔34に螺合させ、ばね10をばね収納孔36に収納しつつガイド軸9を押圧ブッシュ8の貫通孔35に挿入する。そして、ナット12をきつめに締めてガイド軸9をばね収納穴36に引込みばね10を収縮させておき、軸受カバー7をボルト6で軸受箱11に装着する。その後、ナット12をゆるめればね10を伸ばし、ピストン部9bで外輪1を押圧する。なおこのとき、押圧調整ブッシュ8を回転させばね10の設定長さ L を自由自在に変えることにより、巻取胴13から受けるスラスト力に応じて、押圧力を自在に調整できるようになっている。さらにこのとき、ばね10が円周方向複数箇所に例えば等間隔に配設されていることにより、それら押圧調整ブッシュ8を各々調整することにより、押圧力を円周方向に均等に設定可能となっている。

【0020】また、軸受カバー7と外輪25の端面との間には、ラジアル・スラスト軸受15の熱膨張を許容するために、軸方向間隙 G を介在させている。

【0021】なお、上記構成において、外輪1が一方の外輪を構成し、外輪2が他方の外輪を構成し、ガイド軸9及びばね10が、一方の外輪に対し軸方向の押圧力を与える押圧手段を構成する。また、押圧調整ブッシュ8が、押圧手段の押圧力を調整する調整手段を構成し、軸受カバー7が、内輪、コロ、及び外輪の係合体を軸受箱に装着するカバーを構成する。

【0022】以上のように構成した本実施形態においては、ばね10の付勢力によってガイド軸9が外輪1を軸方向(図1中右側)に押圧すると、前述した傾斜角 $\theta 1$ の作用によって、外輪1が押圧方向(同)に移動してコロ3との間の隙間をなくし、さらにコロ3の反対側の内輪5との間の隙間をなくすので、外輪1、コロ3、及び内輪5を互いに密着させることができる。そしてさらに押圧力が伝達されると、前述した傾斜角 $\theta 2$ の作用によって、内輪5が押圧方向(図1中右側)に移動して他方のコロ4との間の隙間をなくし、さらにコロ4の反対側の外輪2との間の隙間をなくす結果、外輪2、コロ4、内輪5を密着させることができる(図1は、図6及び図7と異なり、この密着した状態を示している)。このとき、外輪1は外径が外輪2よりも α だけ小さくなっていることにより、外輪2が外周側の軸受箱11に接しても、外輪1は軸受箱11に接せずに摩擦力を受けない結

果、軸方向に容易に移動することができる。なお、軸受カバー 7 と外輪 1 の端面との間に軸方向間隙 G を介在させていることにより、軸受 15 が回転時に温度上昇し外輪 1 が軸方向に微小距離だけ移動した場合にも、外輪 1 と軸受カバー 7 とが干渉しないようにすることができ、外輪 1 のスムーズな軸方向移動を確実に確保することができる。これにより、軸受箱との摩擦で押圧力が十分に伝達されない可能性がある従来構造と異なり、ばね 10 及びガイド軸 9 からの押圧力は確実に上記経路で伝達されるので、2 つの外輪 1、2、2 つのコロ 3、4、及び内輪 5 を確実に密着させそれらの間の隙間を十分になくすことができる。したがって、巻取胴本体 13 の回転の安定性を保ち、コイル 14 の巻取精度を向上できる。

【0023】具体的には、例えば、この軸受 15 にラジアル荷重 P_r が作用すると、外輪 2 においてこれに見合ったスラスト力 F が発生し、このスラスト力 F がコロ 4 → 内輪 5 → コロ 3 → 外輪 1 へと伝達されるが、上記したばね 10 の押圧力を十分に大きくとることで、このスラスト力に対抗できる。なおこのとき、ラジアル荷重 P_r は外輪 1 では受けず外輪 2 のみで受けることとなるのに応じて、外輪 2 の軸方向長さを長くし大型化しているので、ラジアル荷重 P_r に対する十分な軸受強度を確保することができる。一方、軸受 15 にスラスト荷重 P_s が作用すると、これが直接内輪 5 → コロ 3 → 外輪 1 と伝達されて、同様にばね 10 の押圧力で対抗される。いずれの場合も、ばね 10 の押圧力を十分に大きくとることで、2 つの外輪 1、2、2 つのコロ 3、4、及び内輪 5 の間の隙間発生を防止しつつ、外部からの力に対抗することができる。また、巻取中の不慮の原因等により瞬間的にばね 10 で設定した押圧力よりも大きなスラスト力が作用したとしても、外輪 1 が軸方向に自由に移動可能な構造であるため、この大きなスラスト力を外輪 1 からばね 10 に伝達し、ばね 10 によって緩衝作用を得ることができるので、衝撃力を効果的に緩和可能である。以上説明したように、本実施形態の軸受装置によれば、2 つの外輪 1、2、2 つのコロ 3、4、及び内輪 5 を確実に密着させそれらの間の隙間を十分になくすことができるので、巻取胴本体 13 の軸方向振動・振れ廻りによる品質・歩留まりの低下を十分に防止できる。また、ストリップ切断時の衝撃荷重による軸受破損等の問題を十分

に防止できる。

【0024】

【発明の効果】本発明によれば、2 つの外輪、これに対応する 2 つのコロ、及び内輪を確実に密着させそれらの間の隙間を十分になくすことができる。したがって、巻取機における回転の安定性を保ち巻取精度を向上できるので、軸方向振動・振れ廻りによるストリップ疵付を防止しかつコイル巻姿を向上でき、品質・歩留まりの低下を十分に防止できる。また、ストリップ切断時の衝撃荷重による破損等の問題を十分に防止できる。これらにより、高速巻取、高品質材巻取、極薄材巻取等、巻取の精度向上のニーズに対し非常に有効である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施形態による軸受装置の要部であるラジアル・スラスト軸受の詳細構造を表す拡大縦断面図である。

【図 2】図 1 中 II-II 断面における矢視断面図である。

【図 3】図 1 中 III-III 断面における矢視断面図である。

【図 4】図 1 中 IV-IV 断面における矢視断面図である。

【図 5】従来の巻取機の一例の概略全体構造を表す図である。

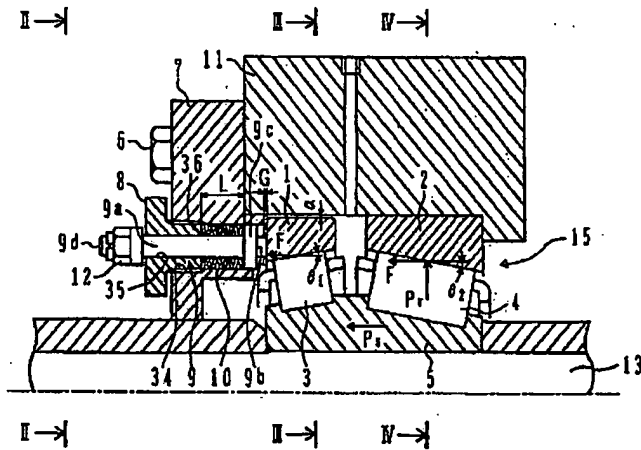
【図 6】図 5 中 A 部の拡大縦断面図である。

【図 7】巻取機のラジアル・スラスト軸受に対し実開昭 64-42705 号公報の構造を応用した場合の一例を示す図である。

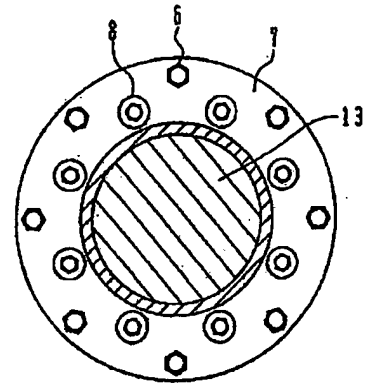
【符号の説明】

1	外輪（一方の外輪）
2	外輪（他方の外輪）
3	コロ
4	コロ
5	内輪
7	軸受カバー（カバー）
8	押圧調整ブッシュ（調整手段）
9	ガイド軸（押圧手段）
10	ばね（押圧手段）
11	軸受箱
13	巻取胴本体
15	ラジアル・スラスト軸受（係合体）

【図1】

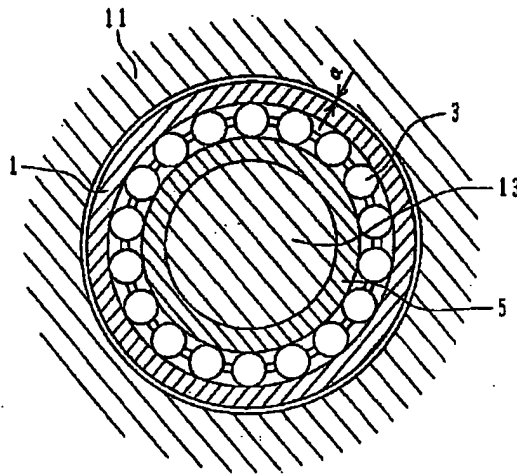


【図2】

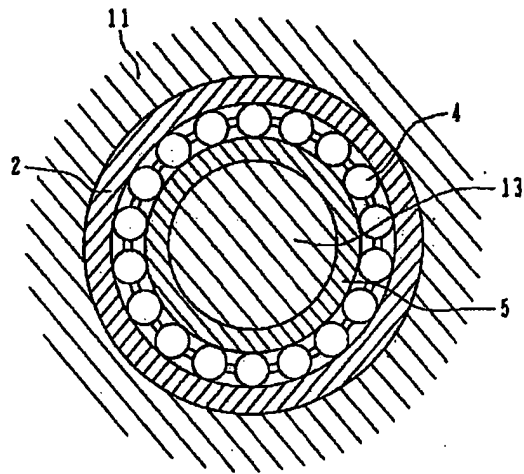


- | | | |
|---------------|--------------------|-----------------------|
| 1: 外輪 (一方の外輪) | 5: 内輪 | 10: ばね (押圧手段) |
| 2: 外輪 (他方の外輪) | 7: 軸受カバー (カバー) | 11: 軸受箱 |
| 3: コロ | 8: 押圧調整プッシュ (調整手段) | 13: 巻取胴本体 |
| 4: コロ | 9: ガイド輪 (押圧手段) | 15: ラジアル・スラスト軸受 (係合体) |

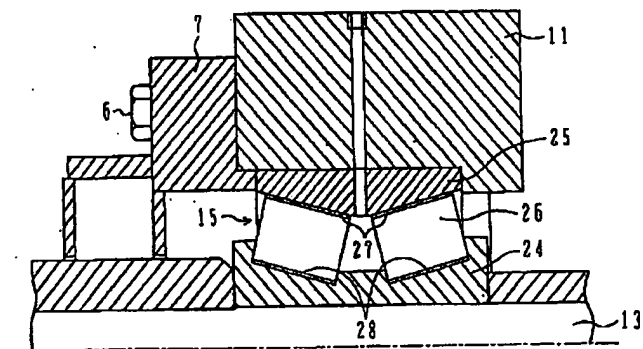
【図3】



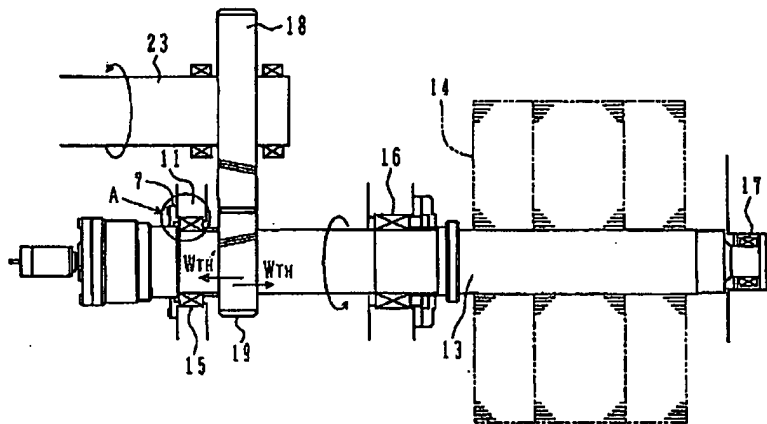
【図4】



【図6】



【図5】



【図7】

